

English Translation of Cited Part of JP03-14965

-Line 11-20 of the upper left column of page 9

According to slip control S4, step S15 determines whether it is the time to start the slip control, and if so, step S16 identifies the state of the torque converter among being about to start slipping, being slipped (being subjected to slip-control), being in other torque conversion mode, and being fully locked. If the torque converter is about to start slipping or is being slipped, step S17 sets the present duty ratio, i.e., the duty ratio immediately before shifting occurs, as a duty ratio d. Then, step 20 sets this ratio to be used during shifting, and step 21 afterwards drives the solenoid valve 7 accordingly.

-Line 3-9 of the upper right column of page 10

The pressure difference  $\Delta P$  may be set in the slip control so that the slip control can more precisely reflect the operating conditions. Furthermore, it is possible to control the difference between the input and output rotation speeds according to the transmission torque  $T_r$  during the deceleration slip control, which is desirable in terms of prevention of vehicle body vibration, fuel-cut during deceleration, etc. to improve the deceleration feeling.

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **03014965 A**(43) Date of publication of application: **23.01.91**

(51) Int. Cl.

**F16H 61/14**  
**// F16H 59:46**
(21) Application number: **01218033**(22) Date of filing: **25.08.89**(30) Priority: **10.03.89 JP 64 59434**(71) Applicant: **MAZDA MOTOR CORP**(72) Inventor: **FUJIWARA TAKUJI**  
**ISHII KOZO**(54) **SLIP CONTROLLER OF FLUID JOINT**

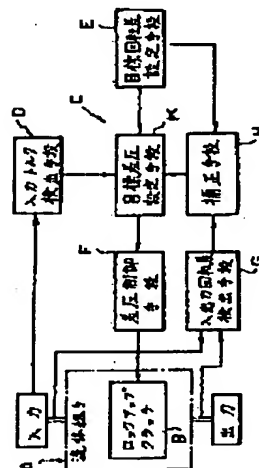
## (57) Abstract:

**PURPOSE:** To improve the responsiveness of control and the performance of convergence by setting a target value of differential pressure which controls slip conditions from the relation between an input torque and the input difference between input rotation and output rotation, and performing correction with deviation between the difference and the target value.

**CONSTITUTION:** In a slip control device C of a fluid coupling A, in performing slip control by the differential pressure control between a fastening chamber of lockup clutch B and releasing chamber thereof, a differential target value is set with a setting means K, and a target differential pressure is set from the relation between an input torque and the difference between input and output rotations in correspondence with the target rotation difference preliminarily set by a setting means E based on the difference between the input torque and input and output rotation difference detected by detection means D, G. The differential pressure is controlled through differential pressure control means F. In this case, a correction means H corrects the target pressure difference in response to the deviation between the actual input-output rotational difference and the target

rotational difference. It is thus possible to improve the responsiveness, convergence and stability of control against fluctuation of transmission torque and aging change.

COPYRIGHT: (C)1991,JPO&amp;Japio



⑩ 日本国特許庁(J P)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平3-14965

⑬ Int. Cl.<sup>3</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 平成3年(1991)1月23日

F 16 H 61/14  
// F 16 H 59:46

G 7331-3 J  
7331-3 J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全15頁)

⑮ 発明の名称 流体継手のスリップ制御装置

⑯ 特 願 平1-219033

⑰ 出 願 平1(1989)8月25日

優先権主張 ⑱ 平1(1989)3月10日 ⑲ 日本(J P) ⑳ 特願 平1-59434

㉑ 発 明 者 藤 原 卓 治 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内  
㉒ 発 明 者 石 居 弘 三 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内  
㉓ 出 願 人 マツダ株式会社 広島県安芸郡府中町新地3番1号  
㉔ 代 理 人 弁理士 柳田 征史 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

流体継手のスリップ制御装置

2. 特許請求の範囲

(1) ロックアップクラッチの締結室と解除室との差圧を制御し、該ロックアップクラッチの締結力を調整して入出力回転差が制御可能な流体継手のスリップ制御装置において、流体継手に入力される入力トルクを検出する入力トルク検出手段と、入出力回転差の目標回転差を設定する目標回転差設定手段と、この入力トルク検出手段と目標回転差設定手段の信号を受け、予め設定されている入力トルクと入出力回転差との関係より目標回転差に対応して目標差圧を設定する目標差圧設定手段と、該目標差圧設定手段の信号を受け、前記差圧が設定差圧となるように圧力を制御する差圧制御手段と、現在の入出力回転差を検出する入出力回転差検出手段と、該入出力回転差検出手段および前記目標回転差設定手段の信号を受け、現在の入出力回転差と目標回転差との偏差に基づき目標差

圧設定手段により設定される目標差圧を補正する補正手段とを備えたことを特徴とする流体継手のスリップ制御装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、ロックアップクラッチが設けられた流体継手において、このロックアップクラッチのスリップ状態を制御する流体継手のスリップ制御装置に関するものである。

(従来の技術)

一般に、ロックアップクラッチが設けられた流体継手(トルクコンバータ)においては、エンジンのトルク変動が車輪に伝達されて車両の乗心地性が低下する低車速時にロックアップクラッチを解放状態とし、トルク増大機能およびトルク変動吸収機能を有するコンバータ状態に作動する一方、エンジンのトルク変動がそれ程問題とならない高車速時には、ロックアップクラッチを締結状態として入出力軸間を直結し、流体継手内のスリップによるエネルギー損失を低減して燃費性能を改善す

るロックアップ状態に作動するようにしている。

また、上記のようなロックアップクラッチを備えた流体継手において、低車速で低負荷状態の領域では、燃費性能向上の点からはコンバート状態よりロックアップ状態とするのが好ましいが、ロックアップ状態とするとエンジンのトルク変動が車輪に直接伝達されて車体に振動が発生することになる。

そこで、例えば、特開昭57-33253号公報に開示されているように、燃費性能のある程度の改善とトルク変動の伝達を軽減して変速ショックおよび車体振動の抑制を図ることから、ロックアップクラッチをロックアップ状態とコンバート状態との中間的な所定のスリップ状態に制御して、入出力間に所定の回転差を生じさせるように制御を行うスリップ制御装置が公知である。

上記スリップ制御装置における制御は、ロックアップクラッチを締結方向に作用する締結室の圧力と解除方向に作用する解除室の圧力との差圧を調整し、該ロックアップクラッチが所定のスリッ

御精度の点で問題が生じる恐れがある。

また、ロックアップクラッチに対する作動圧を設定値に維持制御するものでは、スリップ制御開始時における入力トルクの大きさがエンジンの運転状態や車両の走行状態等に応じて変動した場合に、適正なスリップ状態も変化することに対応することができない恐れがある。

特に、入出力間に所定の回転差が生じるようにロックアップクラッチのスリップ制御を行うには、入力トルクすなわちエンジン出力の変化に対してロックアップクラッチに供給する作動圧を変更する必要があるが、エンジン出力の検出は例えばエンジン回転数とスロットル開度などから間接的に検出するものであり、アクセル操作に伴ってスロットル開度が急に変化する場合にはエンジン出力の変化は遅れて変動するものであり、その検出トルクと実際の入力トルクとの間には誤差が生じる。

そして、検出トルクにそのまま対応した制御を行うと、入力トルクが上昇する前にロックアップクラッチがロックアップ状態に近づくように作動

ブ状態となるように差圧制御するようにした機構が採用されている。そして、上記差圧制御によってロックアップクラッチの入力側の回転数と出力側の回転数とが所定の回転差として、燃費性と走行性の両立を得るようにする。

具体的なスリップ制御としては、入出力回転差に基づいてロックアップクラッチに供給する作動油圧を調整するフィードバック制御、あるいは、ロックアップクラッチに供給する作動圧を設定値に保持する制御で行うようにしている。

(発明が解決しようとする課題)

しかし、前記のようなロックアップクラッチのスリップ制御を回転差のフィードバック制御で行うものでは、流体継手に伝達される入力トルクの大きさおよびその変動によっては、入出力間の回転差が目標値に達するまでの応答遅れ時間が大きくなって適正なスリップ状態が得られなくなったり、応答速度を高めるためにフィードバック制御における制御ゲインを大きく設定すると、制御の安定性に欠けてハンチング現象が発生したり制

して、エンジン回転数の上昇を阻害して加速性能が低下したり、不必要に大きな回転差となって燃費性能が低下する等の問題を招き、スリップ制御の応答性、収束性が十分に得られない恐れがある。

また、ロックアップクラッチのスリップ制御を各種設定値に基づいて行っている際に、これらの設定値がエンジンの個体差もしくは経年変化に基づく入力トルクとしてのエンジントルクの誤差および変動、または、油圧制御系統の個体差もしくは経年変化に基づく実際に作用する圧力の誤差および変動、さらに、ロックアップクラッチの摩擦締結部材の摩擦係数の個体差もしくは経年変化に基づく締結特性の変化などによって最適値からずれて、所定のスリップ状態に収束できない問題も生じる。

そこで、本発明は上記事情に鑑み、回転差制御の応答性を向上すると共に、経年変化等による変化を抑制して所定のスリップ量に収束するようにした流体継手のスリップ制御装置を提供することを目的とするものである。

(課題を解決するための手段)

上記目的を達成するため本発明の流体継手のスリップ制御装置は、第1図にその基本構成を示すように、入力要素と出力要素の間で流体を介してトルクを伝達するコンバート機能を有する流体継手Aは、入力要素と出力要素とが直結可能なロックアップクラッチBを備えている。

このロックアップクラッチBの締結力は、締結方向に作用する締結室の圧力と解除方向に作用する解除室の圧力との差圧の調整を行う差圧制御手段Fを備えたスリップ制御装置Cによって制御される。

上記スリップ制御装置Cは、流体継手Aに入力される入力トルクを検出する入力トルク検出手段Dと、入出力回転差の目標回転差を設定する目標回転差設定手段Eとを備え、この入力トルク検出手段Dと目標回転差設定手段Eの信号が目標差圧設定手段Kに出力される。該目標差圧設定手段Kは、予め設定されている入力トルクと入出力回転差との関係より、目標回転差に対応して目標差圧

回転差との偏差を求め、この偏差に基づき上記差圧制御手段の目標とする目標差圧設定手段による目標差圧を補正手段によって補正し、経年変化などに応じて偏差が大きくなった場合には、目標差圧の増減補正を行って制御の収束性を改善し安定したスリップ制御を得るようにしている。

(実施例)

以下、図面に沿って本発明の実施例を説明する。第2図は流体継手のスリップ制御装置の一例を、それが適用された車両のパワープラントと共に示す。

パワープラントは、エンジン本体10と自動変速機20とからなり、エンジン本体10(4気筒)における各気筒には、スロットル弁14が配設された吸気通路16からの吸入空気と燃料噴射弁から噴射される燃料とで形成される混合気が供給されて圧縮燃焼され、発生トルクが自動変速機20を含む動力伝達経路を介して車輪に伝達される。

なお、上記エンジン本体10においては、エンジン回転数が所定値以上でスロットル全閉の減速

を設定し、この目標差圧を前記差圧制御手段Fに出力し、この差圧制御手段FはロックアップクラッチBにおける前記差圧が設定差圧となるように制御する。

また、現在の入出力回転差を検出する入出力回転差検出手段Gを設け、該入出力回転差検出手段Gおよび前記目標回転差設定手段Eの信号を受けた補正手段Hは、現在の入出力回転差と目標回転差との偏差に基づき目標差圧設定手段Kにより設定される目標差圧を補正するように構成したものである。

(作用)

上記のような流体継手のスリップ制御装置では、ロックアップクラッチの締結室と解除室との差圧制御でスリップ状態を制御するについて、上記差圧の目標値を目標差圧設定手段によって、流体継手に入力される入力トルクと入出力回転差とを検出し、予め設定されている目標回転差に対応して目標差圧を設定し、この目標差圧となるように制御すると同時に、現在の入出力回転差と上記目標

時には燃料供給が停止され、この燃料カット状態からエンジン回転数が所定値未満となると燃料供給を再開するように減速燃料制御が行われる。

前記自動変速機20は、流体継手24(トルクコンバート)と、多段歯車式の変速機構26と、それらの制御に用いられる作動油圧を形成するための変速制御用ソレノイド弁1〜5、ロックアップ制御用ソレノイド弁6および潤滑用ソレノイド弁7が備えられた油圧回路部30とを有している。

流体継手24は、第3図に油圧回路部30における流体継手24の動作制御に関与する部分を示すように、エンジン本体10の出力が入力される入力軸25と出力軸39との間に、流体を介してトルク伝達を行うコンバート部27と、直結状態もしくはスリップ状態でトルク伝達を行うロックアップクラッチ21とが並設されている。コンバート部27は、入力軸25と一体に回転するドライブプレート32に固着された入力要素としてのポンプインペラー34と、出力軸39と一体に回転するタービンランナー36と、両者間の

ステータ35とワンウェイクラッチ38を備え、ロックアップクラッチ21は出力軸39にスプライン嵌合されたトーショングランパ23および該トーショングランパ23にコイルスプリング23aを介して連結されたクラッチプレート22とを備えている。

上記ロックアップクラッチ21の配設により、クラッチプレート22の背面側にドライブプレート32との間に解除室43が形成され、反対側には締結室44が形成されている。解除室43には油圧回路部30から油路42を通じて、クラッチプレート22を解放作動する油圧が供給され、また、締結室44には油路41を通じてクラッチプレート22を締結作動する油圧が供給される。そして、ロックアップクラッチ21は、締結室44に油圧が送給されてポンプインペラー34とタービンランナー36とを直結にするロックアップ状態と、解除室43に油圧が送給されてポンプインペラー34とタービンランナー36とを非締結とする解放状態(コンバータ状態)とに作動され、

そして、ロックアップシフト弁51においては、ポートaにはオイルポンプ45の油圧が一定圧形成部50で定圧化され調圧用ソレノイド弁7によって調圧された油圧が供給され、また第1スプール56と第2スプール57との間のポートdには上記一定圧形成部50で減圧された油圧が供給され、さらに、ポートhにはロックアップ制御用ソレノイド弁6によって調圧されたオイルポンプ45の油圧が供給され、流体継手24の油圧の供給を切り換えてコンバータ状態とロックアップ状態とスリップ状態とに切換え作動する。また、ロックアップ調圧弁52においては、ポートlにはスロットル開度に対応してスロットル圧形成部61で調圧されたスロットル圧P<sub>t</sub>が供給される一方、ポートnには一定圧形成部50で定圧化され調圧用ソレノイド弁7によって調圧されたデューティ制御圧P<sub>d</sub>が供給され、流体継手24の締結室44と解除室43との差圧 $\Delta P$ の調整によるスリップ量の制御を行うものである。

上記ロックアップシフト弁51およびロックア

さらに、締結室44と解除室43との両方に油圧が送給されて差圧 $\Delta P$ が所定の範囲内にある時には、ポンプインペラー34とタービンランナー36との相対回転を許容するスリップ状態となり、その差圧 $\Delta P$ が大であるほどスリップ量が低減して前記ロックアップ状態に近づく。尚、締結室44は、逆止弁46が配された油路47を通じてオイルクーラ48に接続されている。

油圧回路部30における流体継手24の動作制御に関与する部分には、ロックアップシフト弁51、ロックアップ調圧弁52、前記ロックアップ制御用ソレノイド弁6および調圧用ソレノイド弁7が設けられている。ロックアップシフト弁51は、ポートa, d, hへの油圧調整に伴う分割された第1スプール56と第2スプール57の作動によってポートb, c, e~gの連通開閉およびドレンを切り換えるものである。また、ロックアップ調圧弁52は、ポートl, nへの油圧調整に伴うスプール60の作動によってポートj~mの連通開閉およびドレンを切り換えるものである。

アップ調圧弁52の作動による流体継手24の状態変化についての説明はここでは省略するが、その詳細については同一出願人による特願昭63-278607号の明細書の記載を参照されたい。

また、第2図に示すように、前記油圧回路部30の動作制御を行うべく、油圧回路部30に内蔵された変速制御用ソレノイド弁1~5、ロックアップ制御用ソレノイド弁6および調圧用ソレノイド弁7に、駆動信号C<sub>a</sub>~C<sub>g</sub>をそれぞれ出力するコントロールユニット100が設けられている。このコントロールユニット100には、スロットル弁14の開度T<sub>h</sub>を検出するスロットル開度センサ81から得られる検出信号S<sub>t</sub>と、車速Vを検出する車速センサ82から得られる検出信号S<sub>v</sub>と、シフトレバーの操作位置を検出するシフトポジションセンサ83から得られる検出信号S<sub>s</sub>と、エンジン回転数N<sub>e</sub>(入力回転数)を検出するエンジン回転数センサ84から得られる検出信号S<sub>n</sub>と、タービンランナー36の回転数(出力回転数)を検出するタービン回転数センサ85か

ら得られる検出信号  $S_m$  と、アクセルペダルの踏込量を検出するアクセルセンサ 86 から得られる検出信号  $S_a$  と、自動変速機 20 に供給される作動油の温度を検出する油温センサ 87 から得られる検出信号  $S_u$  と、ブレーキペダルの踏込量を検出するブレーキセンサ 88 から得られる検出信号  $S_b$  とが供給されると共に、自動変速機 20 の制御に必要な他の検出信号  $S_x$  も供給される。

コントロールユニット 100 は、上記各種の検出信号に基づいて自動変速機 20 における変速制御およびロックアップクラッチ 21 の動作制御を所期の特性で行うものである。

このコントロールユニット 100 による自動変速機 20 の変速制御およびロックアップクラッチ 21 の動作制御を行うにあたっては、コントロールユニット 100 の内蔵メモリにマップ化されて記憶されている第 4 図に示すようなシフトパターンから、その制御領域を判定する。このシフトパターンは、縦軸にスロットル開度  $T_h$  が横軸に車速  $V$  がとられてあらわされ、シフトアップ時の各

変速段の領域がシフトアップ変速線  $U_a$ 、 $U_b$ 、 $U_c$  で示され、領域が変化したときがシフトアップ変速時となり、一方、シフトダウン時の各変速段の領域がシフトダウン変速線  $D_d$ 、 $D_e$ 、 $D_f$  で示され、領域が変化したときがシフトダウン変速時となる。また、比較的高車速側で低スロットル開度の領域に設定されたロックアップ作動線  $L_g$  (4 速)、 $L_i$  (3 速) の内側がロックアップ状態に移行する際のロックアップ領域で、ロックアップ状態からの解除がロックアップ解除線  $L_h$  (4 速)、 $L_j$  (3 速) によって示され、領域変化時がロックアップ状態への作動および解除制御時となる。さらに、比較的低車速側で低スロットル開度の領域に設定されているスリップ制御実行線  $R_j$  の内側がスリップ制御領域で、この領域に移行した際にスリップ制御を開始し、これより外側に設定されたスリップ制御解除線  $R_k$  の外側の領域に移行した際にスリップ制御を解除するように制御するものである。

そして、コントロールユニット 100 は、上記

変速線  $U_a \sim U_c$ 、 $D_d \sim D_f$  の判定からシフトアップ条件もしくはシフトダウン条件が成立したことが検知される場合には、変速機構 26 における変速段を切り換えるべく駆動信号  $C_a \sim C_e$  を選択的に送出し、変速制御を行う。また、ロックアップ作動条件および後述のスリップ制御条件がいずれも成立していない場合には、ロックアップ制御用ソレノイド弁 6 および調圧用ソレノイド弁 7 への駆動信号  $C_f$ 、 $C_g$  の供給を停止する。それにより、両ソレノイド弁 6、7 が閉状態とされ、ロックアップシフト弁 51 およびロックアップ調圧弁 52 は第 3 図の実線の位置となり、レギュレータ弁 49 により調圧された油圧がそのまま解除室 43 に供給されると共に、締結室 44 の油圧がオイルクーラ 48 に排出され、ロックアップクラッチ 21 は解放状態となってコンバータ部 27 によるトルク伝達とされる。

さらに、ロックアップ作動条件が成立すると、駆動信号  $C_f$  がロックアップ制御用ソレノイド弁 6 に供給されて閉状態とされ、調圧用ソレノイド

弁 7 は駆動信号  $C_g$  の停止により閉状態とされる。それにより、ロックアップシフト弁 51 が鎖線の位置、ロックアップ調圧弁 52 が実線の位置となり、レギュレータ弁 49 により調圧された油圧が締結室 44 に供給される一方、解除室 43 の油圧がオイルパンに排出され、ロックアップクラッチ 21 は締結状態となって入出力が直結したロックアップ状態とされる。

一方、スロットル開度  $T_h$  および車速  $V$  がスリップ制御領域となって定常スリップ制御条件が成立した場合、シフトアップ条件となって変速スリップ制御条件が成立した場合、および、スロットル開度が全閉でエンジン回転数が所定値以上の減速時で減速スリップ制御条件が成立した場合には、駆動信号  $C_f$  がロックアップ制御用ソレノイド弁 6 に供給されて閉状態とされ、調圧用ソレノイド弁 7 には 20% 以上のデューティ値  $d$  を有する駆動信号  $C_g$  の供給により所定開度に作動される。それにより、ロックアップシフト弁 51 では第 1 スプール 56 が実線の位置、第 2 スプール 57 が

鎖線の位置となり、ロックアップ調圧弁52はポート1のスロットル圧 $P_t$ とポートnのデューティ制御圧 $P_d$ (デューティ値が大なる程低い値)との差圧に応じた距離だけ実線の位置から鎖線方向に移動し、レギュレータ弁49により調圧された油圧が締結室44に供給されると共に、解除室43にはデューティ値に応じて減圧された油圧が供給され、ロックアップクラッチ21は締結室44の油圧から解除室43の油圧を減じた差圧 $\Delta P$ に応じた入出力回転差 $\Delta N$ を入力軸25と出力軸39との間に生じさせるスリップ状態となる。

この場合、上記差圧 $\Delta P$ は、前記スロットル圧 $P_t$ とデューティ制御圧 $P_d$ とスプリング62の付勢力 $F_s$ とから、 $C_1$ 、 $C_2$ を定数とすると、

$$\Delta P = C_1 (P_t - P_d) + F_s / C_2$$

であらわされ、差圧 $\Delta P$ はスロットル圧 $P_t$ とデューティ制御圧 $P_d$ とにより規定される。そして、スロットル圧 $P_t$ は、スロットル開度 $T_h$ に対して、例えば第5図に示される特性を有するように形成され、また、デューティ制御圧 $P_d$ は、駆動

信号 $C_g$ のデューティ値 $d$ に対して、例えば第6図に示される特性を有するように形成される。その結果、上記差圧 $\Delta P$ は、20%、50%、80%のデューティ値 $d$ をパラメータとしてあらわされた第7図に示すように、スロットル開度 $T_h$ およびデューティ値 $d$ が大きくなるほど大きな値となる。

また、上記ロックアップクラッチ21による締結状態での入力軸25から出力軸39に伝達し得る最大トルクとしての伝達可能トルク $T_s$ は、クラッチプレート22の摩擦係数 $\mu$ と有効半径 $r$ と係合面積 $A$ に対し、

$$T_s = \Delta P \cdot \mu \cdot r \cdot A$$

であらわすことができ、差圧 $\Delta P$ が大きくなるほど大きな値となる。そして、流体継手24の入力トルク $T_i$ は、入力軸25に伝達されるエンジンの発生トルク $T_e$ に等しく、伝達可能トルク $T_s$ より大きい場合には、前記入出力回転差 $\Delta N$ が生じることになる。上記入力トルク $T_i$ と入出力回転差 $\Delta N$ との関係は、作動油の温度が例えば90

℃で、 $1 \sim 4 \text{ kg/cm}^2$ に設定された差圧 $\Delta P$ をパラメータとして、第8図の実線I~IVに示すような特性となる。

上記のようなことから、流体継手24におけるロックアップクラッチ21についてのスリップ制御が行われるにあたっては、まず、変速スリップ制御条件が成立していないもとで定常スリップ制御条件が成立したことが検知される場合には、エンジン発生トルク $T_e$ の値がスロットル開度 $T_h$ とエンジン回転数 $N_e$ とに基づいて検出される。なお、エンジン発生トルク $T_e$ の値は、予めスロットル開度 $T_h$ およびエンジン回転数 $N_e$ に応じて設定されたマップから求められ、例えば、第9図に示すように、横軸にエンジン回転数 $N_e$ がとられ、スロットル開度 $T_h$ (1/8 ~ 8/8)をパラメータとして曲線 $a_1 \sim a_8$ で示される。

このようにして検出されたエンジン発生トルク $T_e$ の値に油温補正を行って伝達トルク $T_r$ を求めるもので、補正係数 $K_1$ は作動油の温度が90℃で1、90℃より高いほど1より大きな値に、

90℃より低いほど1より小さな値に設定され、この補正係数 $K_1$ をエンジン発生トルク $T_e$ に掛けて伝達トルク $T_r$ を求める。

さらに、上記伝達トルク $T_r$ は、スロットル開度 $T_h$ の変化量によって補正される。この補正は、上記のようにエンジン出力トルク $T_e$ の検出を、エンジン回転数 $N_e$ とスロットル開度 $T_h$ のマップから求めているが、アクセル開度が急に踏み込まれた加速時に、スロットル開度 $T_h$ の変化量すなわち変化速度が大きいと、実際のエンジン出力の上昇が遅れ、マップ値とずれるのをスロットル開度変化量が大きくなるほど伝達トルク $T_r$ の値が小さくなるように修正するものである。該補正は、スロットル開度 $T_h$ の変化量 $\Delta T_h$ を前回のスロットル開度との差から算出し、この変化量 $\Delta T_h$ が正值で加速時のときには、第10図に示すようなマップから、該変化量 $\Delta T_h$ が大きくなるほど1以下の小さな値に設定されている補正係数 $K_2$ を求め、この補正係数 $K_2$ を伝達トルク $T_r$ に掛けて補正する。なお、スロットル開度変化量

$\Delta T_h$ が大きくなると、第4図の定常スリップ制御領域から外れるものである。

そして、上記伝達トルク $T_r$ の値に対応して、流体継手24における入力軸25と出力軸39との間に、エネルギー損失の低減とエンジンが発生するトルク変動の吸収とが共に図られることになる。所定の目標回転差 $N_o$ 、例えば、80~150 rpmを生じさせるように差圧 $\Delta P$ の値を、第8図の入力トルク $T_i$ と入出力回転差 $\Delta N$ と差圧 $\Delta P$ との関係が書き込まれたマップから読み出されて設定されるが、上記目標回転差 $N_o$ を現在の入出力回転差 $\Delta N$ に応じて制御応答性および前記収束性の点から最適値に設定する。

この目標回転差 $N_o$ の設定は、入出力回転差 $\Delta N$ を入力回転数(エンジン回転数 $N_e$ )から出力回転数を減算して求め、目標回転差 $N_o$ (初期値)を読み込み、両者の偏差 $\Delta N - N_o$ の値により、第11図または第12図マップから補正値 $\alpha$ または $\beta$ を検索し、目標回転差 $N_o$ に加減算して補正するものである。補正値 $\alpha$ は入出力回転差 $\Delta N$ が

目標差圧を補正し、最適状態の変化に対応するようにしている。

そして、上記のように補正したマップ(第8図)に基づき、前記目標回転差 $N_o$ と伝達トルク $T_r$ の関係から差圧 $\Delta P$ を求め、さらに、この差圧 $\Delta P$ とスロットル開度 $T_h$ より前記第7図の特性に応じて対応するデューティ値 $D_k$ を求めるが、最終的に出力するデューティ値 $d$ は制御系の安定性を確保することから、前記入出力回転差 $\Delta N$ と目標回転差 $N_o$ の偏差 $\Delta N - N_o$ の値により、読み込みデューティ値 $D_k$ の変化量を反映させるようにしている。すなわち、デューティ値 $d$ の決定は、上記偏差 $\Delta N - N_o$ から補正係数 $F_1$ 、 $F_2$ の値を、第13図のようなマップから検索する。また、今回求めたデューティ値 $D_k$ と前回値 $D_{k-1}$ と前々回値 $D_{k-2}$ により、後述のフローチャートで詳述するような計算式によって更新値 $\Delta D$ を求め、前回値 $D_{k-1}$ に加算して最終的なデューティ値 $d$ を決定する。

そして、コントロールユニット100は、設定

目標回転差 $N_o$ より所定値以上大きいときの補正値で、目標回転差 $N_o$ を低く補正して差圧 $\Delta P$ を大きくし、入出力回転差 $\Delta N$ を低下させる方向に応答性を向上するものである。また、補正値 $\beta$ は入出力回転差 $\Delta N$ が目標回転差 $N_o$ より所定値以上小さいときの補正値で、目標回転差 $N_o$ を高く補正して差圧 $\Delta P$ を小さくし、入出力回転差 $\Delta N$ を上昇させる方向に応答性を向上し、最終的には前記最適の目標回転差 $N_o$ に収束させるものである。

さらに、前記第8図の目標差圧 $\Delta P$ を求めるマップ特性を補正するもので、前記と同様に入出力回転差 $\Delta N$ を求め、目標回転差 $N_o$ との偏差 $\Delta N - N_o$ を計算し、この偏差 $\Delta N - N_o$ の値が設定値を越えて大きくなったときに、第8図において入出力回転差 $\Delta N$ と入力トルク $T_i$ をパラメータとして目標差圧 $\Delta P$ を求める特性ラインI~IVをそれぞれ鎖線または破線で示すように上方または下方に修正し、流体継手の個体差、経年変化、摩擦部材の摩耗などによる特性変化に対応してその

された差圧 $\Delta P$ に対応したデューティ値 $d$ を有する駆動信号 $C_g$ を形成して、それを調圧用ソレノイド弁7に供給する定常スリップ制御を行う。

コントロールユニット100の処理を第14図~第18図のフローチャートに沿って説明する。第14図はスリップ制御のメインルーチンを示し、制御スタート後、ステップS1でスリップ制御の種類を判定し、定常スリップS2か減速スリップS3か加速時スリップS4かを、後述の第18図の制御領域判別ルーチンで判別されたスリップ状態に対応して判定される。

まず、定常スリップ制御S2の場合には、ステップS5でエンジン出力トルク $T_e$ を、検出したエンジン回転数 $N_e$ とスロットル開度 $T_h$ とにより、前記第9図の特性に基づいて求める。そして、ステップS6でタイマ $T$ をスタートした後、ステップS7でエンジン出力トルク $T_e$ を油温に応じて前記補正係数 $K_1$ によって補正して、伝達トルク $T_r$ (入力トルク $T_i$ )を求めるものである。

次に、ステップS8は上記伝達トルク $T_r$ をス

ロットル開度  $T_h$  の変化量  $\Delta T_h$ 、すなわち変化速度によって第10図の特性に基づいて補正し、加速時にスロットル開度の変化に対して実際のエンジン出力の上昇遅れによるずれを抑制する。

そして、ステップS9で前記第8図の差圧マップの補正を行うものであり、その詳細ステップを第15図に示す。まず、ステップS22で入出力回転差  $\Delta N$  の計算を、エンジン回転数  $N_e$  (入力回転数) からタービン回転数  $N_t$  (出力回転数) を減算して求め、ステップS23で目標回転差  $N_o$  を読み込む。続いて、ステップS24で両者の偏差  $\Delta N - N_o$  を計算し、ステップS25で該偏差  $\Delta N - N_o$  が正か否かを判定する。この判定がYESのときには、ステップS28の判定で入出力回転差  $\Delta N$  が目標回転差  $N_o$  より所定値  $F_1$  以上大きい場合に、ステップS27で第8図の特性ラインI~IVを破線I'~IV'のように目標差圧  $\Delta P$  を大きくする方向にマップ補正を行う。これにより、目標回転差  $N_o$  より実際の回転差  $\Delta N$  が大きいことに対し、目標差圧  $\Delta P$  を高くしてスリップ量を低減

するように補正する。

一方、前記ステップS25の判定がNOのときには、ステップS28の判定で入出力回転差  $\Delta N$  が目標回転差  $N_o$  より所定値  $F_2$  以上小さい場合に、ステップS29で第8図の特性ラインI~IVを破線I'~IV'のように目標差圧  $\Delta P$  を小さくする方向にマップ補正を行う。これにより、目標回転差  $N_o$  より実際の回転差  $\Delta N$  が小さいことに対し、目標差圧  $\Delta P$  を低くしてスリップ量を低減するように補正する。

続いて、ステップS11(第14図)で差圧  $\Delta P$  を求めるものであり、その詳細ステップを第16図に示す。まず、ステップS30で入出力回転差  $\Delta N$  の計算を、エンジン回転数  $N_e$  からタービン回転数  $N_t$  を減算して求め、ステップS31で目標回転差  $N_o$  の初期値(例えば150rpm)を読み込む。そして、ステップS32で両者の偏差  $\Delta N - N_o$  を計算し、ステップS33で該偏差  $\Delta N - N_o$  が正か否かを判定する。この判定がYESのときには、ステップS34の判定で入出力回転差  $\Delta N$  が目標回

転差  $N_o$  より所定値  $E_1$  以上大きい場合に、ステップS35で上記偏差  $\Delta N - N_o$  の値により、第11図のマップから補正值  $\alpha$  を検索し、ステップS36でこの補正值  $\alpha$  を目標回転差  $N_o$  から減算して小さな値に補正する。一方、前記ステップS33の判定がNOのときには、ステップS37の判定で入出力回転差  $\Delta N$  が目標回転差  $N_o$  より所定値  $E_2$  以上小さい場合に、ステップS38で上記偏差  $\Delta N - N_o$  の絶対値により、第12図のマップから補正值  $\beta$  を検索し、ステップS39でこの補正值  $\beta$  を目標回転差  $N_o$  に加算して大きな値に補正する。また、ステップS34またはS37の判定がNOの場合並びに上記のように目標回転差  $N_o$  を補正した後には、ステップS40で目標回転差  $N_o$  と伝達トルク  $T_r$  の関係から、第8図のマップにより差圧  $\Delta P$  の値を求めるものである。

そして、ステップS12に進んで、上記差圧  $\Delta P$  とスロットル開度  $T_h$  より対応するデューティ値  $D_k$  を第7図に基づいて求め、ステップS13で最終的に出力するデューティ値  $d$  を計算し、このデ

ューティ値  $d$  をステップS21でソレノイド弁7に出力して駆動する。

上記ステップS10のデューティ計算の詳細は、第17図に示すように、ステップS41で上記偏差  $\Delta N - N_o$  の値により補正係数  $F_1$ 、 $F_2$  の値を、第13図のようなマップから検索する。この補正係数  $F_1$ 、 $F_2$  は、上記偏差  $\Delta N - N_o$  が正および負に大きくなるほど大きな値に設定されている。そして、ステップS42で今回求めた前記デューティ値  $D_k$  を読み込み、ステップS43の計算で更新値  $\Delta D$  を求め、前回値  $D_{k-1}$  に加算して最終的なデューティ値  $d$  を決定する(S44)。上記ステップS43の計算は、今回のデューティ値  $D_k$  と前回値  $D_{k-1}$  との差に補正係数  $F_1$  を掛けた値に、前回値  $D_{k-1}$  と前々回値  $D_{k-2}$  との差に補正係数  $F_2$  を掛けた値を加算して求めるものであり、状態の変化が大きい場合にはデューティ値変化を大きくし、状態の変化が少いときにはデューティ値  $d$  の変動を小さくして安定させるようにしている。

次に、減速スリップ制御S3の場合は、ステッ

ブS14で減速時の最低伝達トルクをマップから検索する。この減速時にはエンジンが車輪からトルクが伝達される状態にあるので、予め実験等により求められて、内蔵メモリにエンジン回転数に応じて記憶された、車輪からエンジンに伝達される上記最低伝達トルクを読み出す。そして、前記ステップS6に進んで、上記伝達トルクに対応した所定の目標回転差 $N_0$ となるように差圧 $\Delta P$ を求め、デューティ値 $d$ を設定し減速スリップ制御を行う。

一方、変速時スリップ制御S4の場合は、ステップS15で変速時スリップ制御の開始時か否かを判定し、開始時にはステップS16で直前の状態がスリップ制御状態かそれ以外のコンバータ状態かロックアップ状態かを判定する。直前の状態がスリップ制御状態の場合には、ステップS17でデューティ値 $d$ の値をその時既に設定されている変速直前の値に設定し、この値をステップS20で変速中のデューティ値 $d$ として、ソレノイド弁7を駆動する(S21)。また、直前の状態がコンバータ

もしくはロックアップ状態の場合には、ステップS18で定常スリップ制御条件が成立したときと同様にエンジン回転数 $N_e$ とスロットル開度 $T_h$ とからエンジン出力トルク $T_l$ を検出し、ステップS19でこれに基づく伝達トルク $T_r$ により所定の目標回転差 $N_0$ を生じさせる差圧 $\Delta P$ を設定し、この差圧 $\Delta P$ が得られるデューティ値 $d$ を決定して変速中のデューティ値 $d$ として調圧用ソレノイド弁7を駆動し(S20、S21)、この変速スリップ制御を変速動作が完了するまで行う。

第18図は制御領域判別ルーチンで、ステップS50でスロットル開度 $T_h$ および車速 $V$ の検出値から、第4図のシフトパターンに基づいて定常スリップ制御領域内にあるか否かを判定する。定常スリップ制御領域内にある場合には、ステップS51でシフトパターンのスロットル開度が0上での4-3速シフトダウン変速線をノーマル状態に戻した後、ステップS52で変速中か否かを判定する。そして、変速中でない場合には定常スリップ制御S81を行う一方、変速中の場合には、ステップS

53の判定でシフトアップのときには変速スリップ制御S64を行い、シフトダウンときにはコンバータ制御S83(ロックアップ解除)を行う。

また、定常スリップ制御領域外の場合には、ステップS54の判定で前記減速スリップ条件が成立すると、ステップS55でブレーキの作動状態をブレーキスイッチのオン状態で判定する。そして、ブレーキ操作時にはステップS58でシフトパターンの4-3速シフトダウン変速線を変更し、エンジンブレーキによる減速感を高める。そして、この減速スリップ条件の成立時には、ステップS57のへ変速判定により、変速中には変速スリップ制御(S64)を行う一方、変速中でない場合には減速スリップ制御(S65)を行う。

さらに、定常スリップ領域外で減速スリップ条件の非成立状態の場合には、ステップS58でシフトパターンの4-3速シフトダウン変速線をノーマル状態に戻した後、ステップS59で変速中か否かを判定する。そして、変速中でない場合には、ステップS80の判定による完全ロックアップ領域

のときにロックアップ制御(S62)を行い、ロックアップ領域でないときにはコンバータ制御(S83)を行う。さらに、上記ステップS59の判定により変速中に場合には、ステップS58の判定でシフトアップのときには変速スリップ制御S64を行い、シフトダウンときにはコンバータ制御S83を行う。

上記のような制御態様の判別にに基づき、定常、変速および減速スリップ制御を行う際には、前記第14図に基づくスリップ制御を行うものである。なお、コンバータ制御およびロックアップ制御は、公知の制御態様によって行うもので詳細は省略している。

なお、コントロールユニット100は、シフトダウン条件が成立したことを検知した場合には、エンジンが減速状態にあるときを除き、両ソレノイド弁6、7への駆動信号 $C_f$ 、 $C_g$ の供給を停止し、ロックアップクラッチ21を解放状態に作動するものである。また、減速スリップ制御条件が成立している状態でシフトアップ条件が成立し

たことを検知すると、変速スリップ制御を行い、さらに、3-2速および2-1速へのシフトダウン条件が成立したことが検知された場合には、両ソレノイド弁6、7の駆動を停止し、ロックアップクラッチ21を解放状態とする。

上記のような実施例によれば、定常スリップ制御時においては、実際の入出力回転差 $\Delta N$ と目標回転差 $N_0$ との偏差に応じて補正したマップに基づき、差圧 $\Delta P$ をスロットル開度の変化量で補正した流体継手24の入力トルク $T_1$ に応じ、入出力回転差 $\Delta N$ に応じた最適な目標回転差 $N_0$ を設定して制御応答性を高めるように求め、最終的なデューティ値 $d$ を制御の安定を図るように計算設定することにより、エンジンの運転状態に適合し、しかも、流体継手24におけるエネルギー損失の低減とエンジンが発生するトルク変動の吸収とが共に図れる入出力回転差 $\Delta N$ を、応答性よくかつマップ補正によって個体差、経時変化などに応じた変動を抑制して安定して生じさせることができる。それにより、車両における燃費性能の向上を図る

にしているが、その他、スロットル開度および車速の一方が前記シフトパターンにおける特定の領域にあることを検知したときに行うようにしてもよい。

#### (発明の効果)

上記のような本発明によれば、ロックアップクラッチの締結室と解除室との差圧制御でスリップ状態を制御するについて、この差圧の目標値を目標差圧設定手段によって、流体継手に入力される入力トルクと入出力回転差とを検出し、両者の関係より目標回転差に対応して設定された目標差圧値となるように制御すると同時に、現在の入出力回転差と上記目標回転差との偏差を求め、この偏差に基づき上記差圧制御手段の目標とする目標差圧を補正手段によって補正するようにしたことにより、伝達トルクの変動に対応すると共に、経時変化などの基本的特性の変化に対応した適切な差圧制御を、制御の応答性を高めると共に良好な収束性、安定性をもって実行することができるものである。

ことができると共に、車体振動を安定して抑制することができる。

また、変速スリップ制御においても、伝達トルク $T_r$ に応じて差圧 $\Delta P$ が設定され、運転状態に適合したスリップ制御が行える。さらに、減速スリップ制御においても、伝達トルク $T_r$ に応じて入出力回転差の制御を行い、車体振動の抑制および減速燃料カットなどとの関係で良好な減速感が得られるものである。

なお、上記実施例においては、実際の入出力回転差 $\Delta N$ と目標回転差 $N_0$ との偏差が所定値より大きくなるとマップを修正することによって目標差圧 $\Delta P$ を補正するようにしているが、マップ補正の他に、上記偏差が所定範囲内となるような補正状態を学習して目標偏差 $\Delta P$ を補正するなどの手段が適宜採用可能である。

また、上記実施例においては、定常スリップ制御がスロットル開度および車速によって設定される第4図のシフトパターンにおけるスリップ制御領域にあることが検知されたときに行われるよう

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の構成を明示するための機能ブロック図、

第2図は一実施例における流体継手のスリップ制御装置を車両のパワープラントと共に示す概略構成図、

第3図は第2図に示される例の主要部を示す概略構成図、

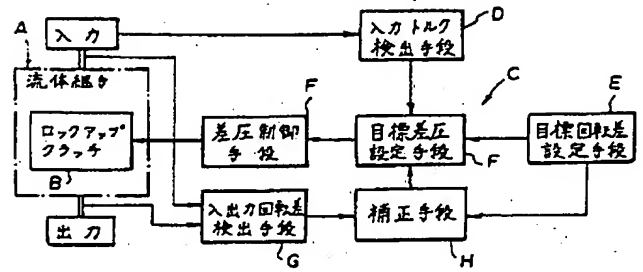
第4図～第13図はスリップ制御における各種制御特性を示す特性図、

第14図～第18図はコントロールユニットの処理を説明するためのフローチャート図である。

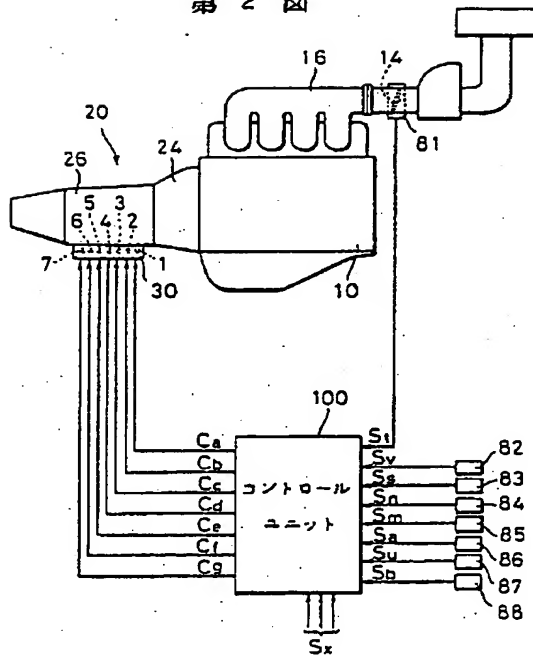
A、24……流体継手、B、21……ロックアップクラッチ、C……スリップ制御装置、D……入力トルク検出手段、E……目標回転差設定手段、F……差圧制御手段、G……入出力回転差検出手段、H……補正手段、K……目標差圧設定手段、6……ロックアップ制御用ソレノイド弁、7……減速用ソレノイド弁、10……エンジン本体、14……スロットル弁、20……自動変速機、30

第 1 図

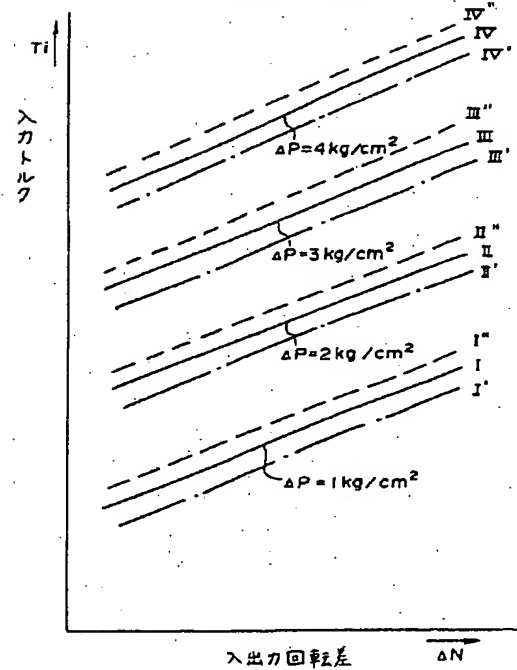
……油圧回路部、43……解除室、44……締結室、51……ロックアップシフト弁、52……ロックアップ調圧弁、81……スロットル開度センサ、82……車速センサ、100……コントロールユニット。



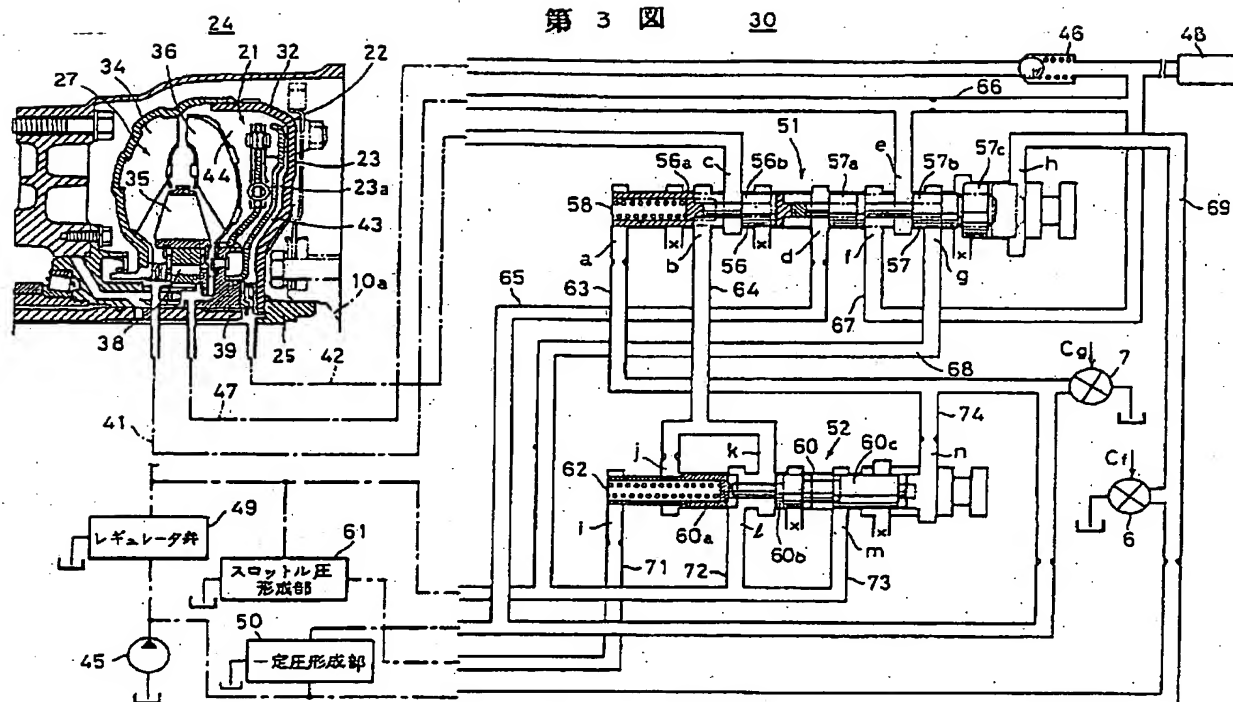
第 2 図



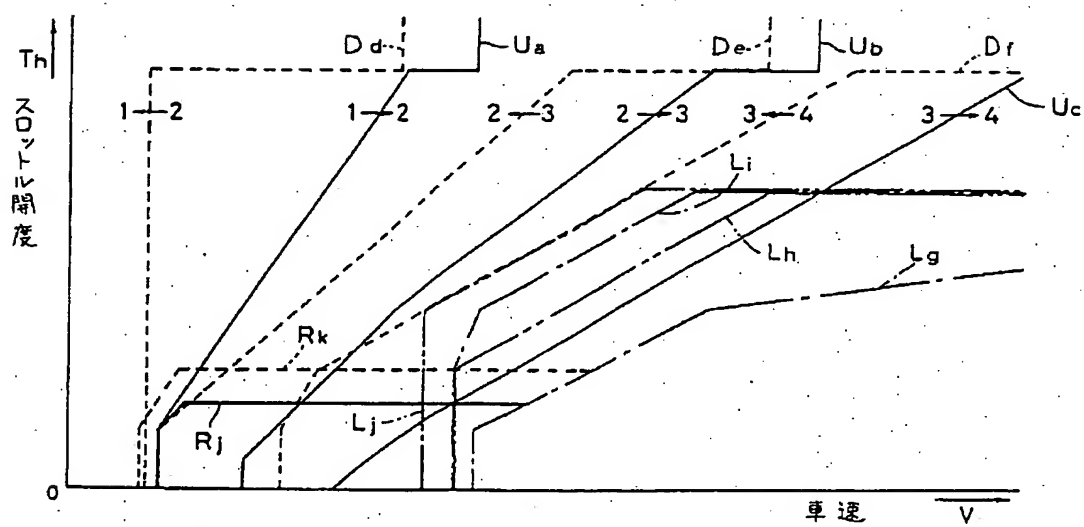
第 8 図



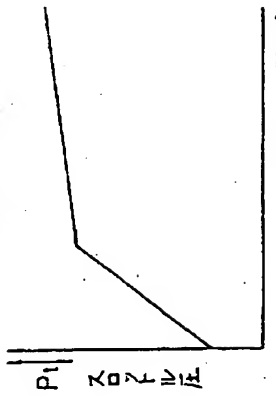
第 3 図 30



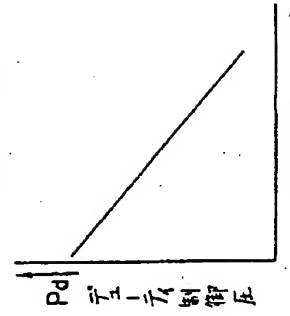
第 4 図



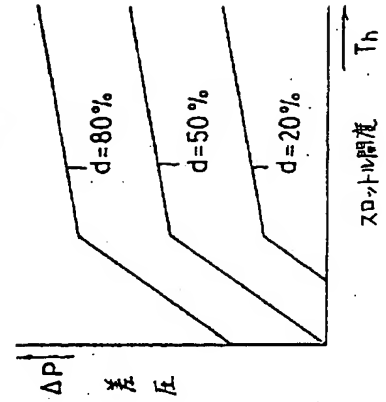
第 5 図



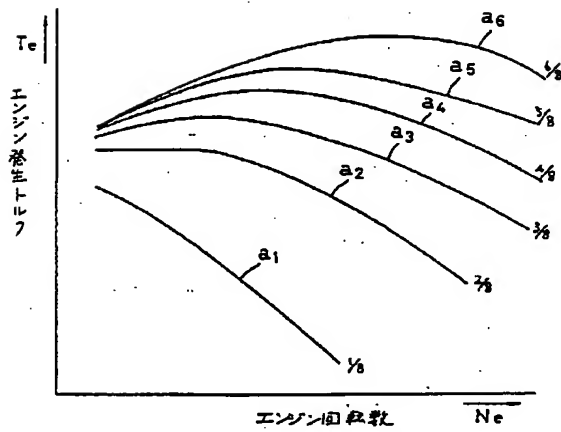
第 6 図



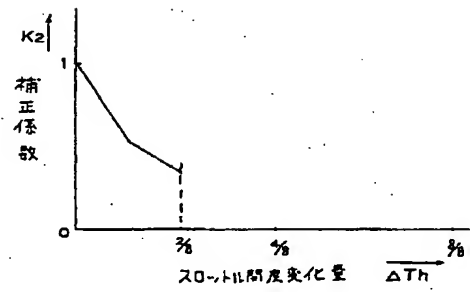
第 7 図



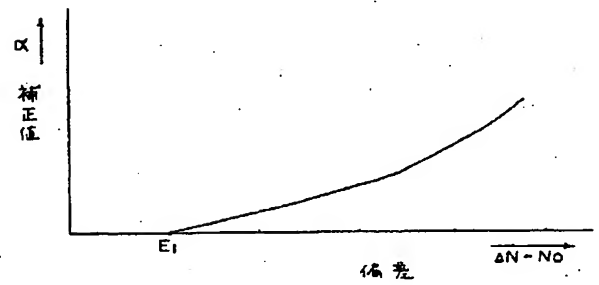
第 9 図



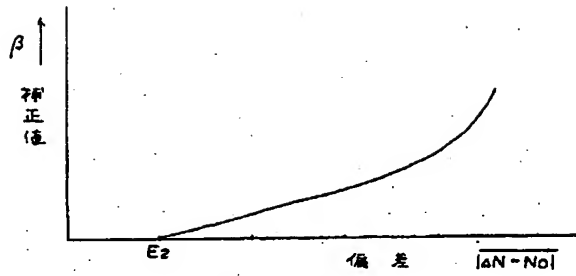
第 10 図



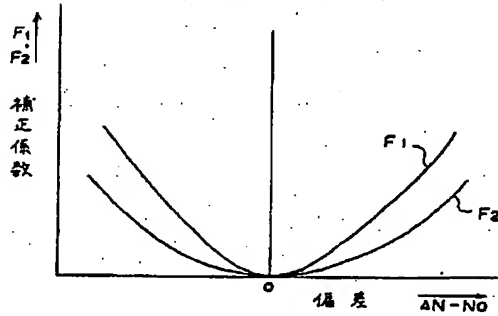
第 11 図



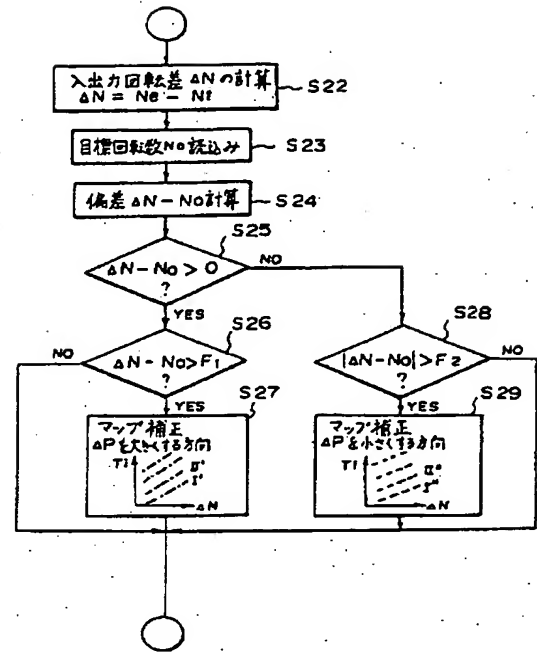
第 12 図



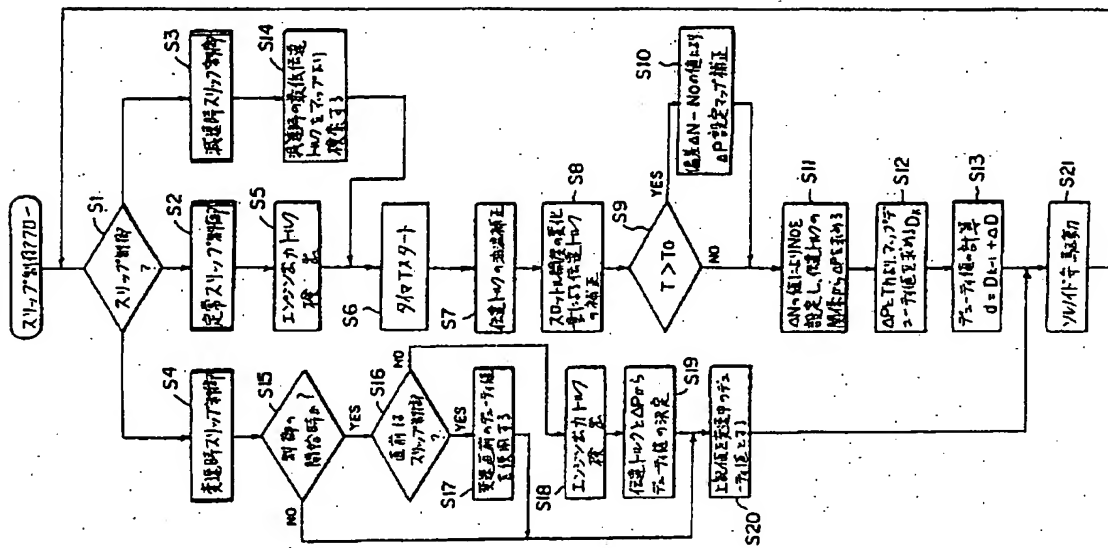
第 13 図



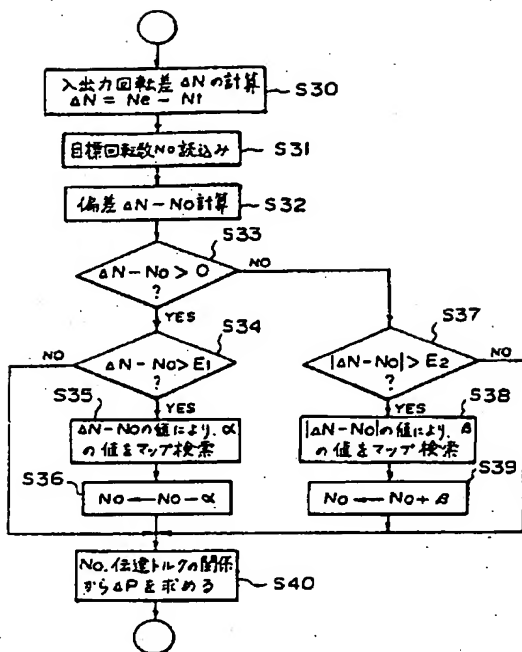
第 15 図



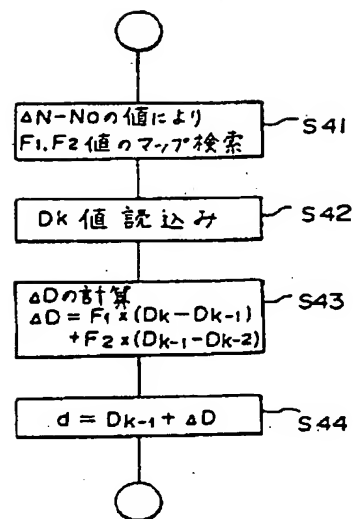
第 14 図



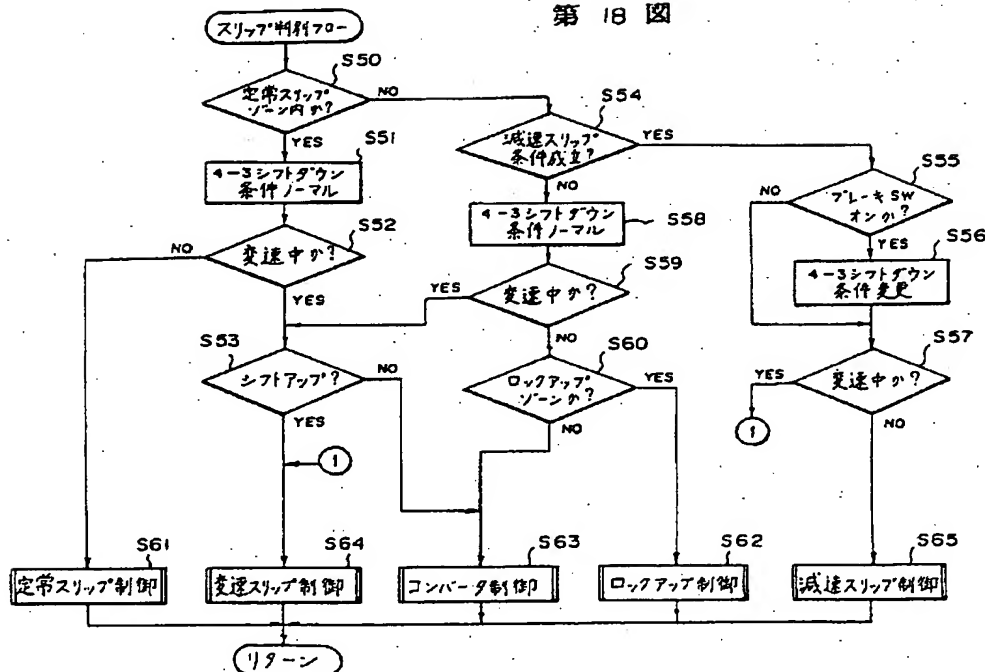
第 16 図



第 17 図



第 18 図



【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載  
【部門区分】第5部門第2区分  
【発行日】平成9年(1997)5月13日

【公開番号】特開平3-14965  
【公開日】平成3年(1991)1月23日  
【年通号数】公開特許公報3-150  
【出願番号】特願平1-219033  
【国際特許分類第6版】

F16H 61/14  
// F16H 59:46

【F1】

F16H 61/14 G7523-3J

同時に出願番号が書かれている

予知発明補正書

平成 08 年 07 月 25 日

特許庁長官 荒井 秀光 殿

1. 事件の表示

平成 01 年 特 許 願 第219,033 号

2. 発明の名称

炭素繊維のスリッパ製法装置

3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

住 所 広島県安芸郡府中町新地3番1号

名 称 (313) マツダ株式会社

4. 代 理 人

住 所 横浜市港北区新横浜3-18-20 BENEX S-1 7階

氏 名 (7318) 弁理士 柳田正史

電 話 045-475-2623

5. 補正命令の日付

なし

6. 補正の対象

明細書の「特許請求の範囲」の欄

7. 補正の内容

明細書の特許請求の範囲を別紙の通り補正する。



## 特許請求の範囲

(1) ロックアップクラッチの締結室と解締室との差圧を制御し、該ロックアップクラッチの締結力を調整して入出力回転差が制御可能な流体継手のスリップ制御装置において、流体継手に入力される入力トルクを検出する入力トルク検出手段と、入出力回転差の目標回転差を設定する目標回転差設定手段と、この入力トルク検出手段と目標回転差設定手段の信号を受け、予め設定されている入力トルクと入出力回転差との関係より目標回転差に対して目標差圧を設定する目標差圧設定手段と、該目標差圧設定手段の信号を受け、前記差圧が設定差圧となるように圧力を制御する差圧制御手段と、現在の入出力回転差を検出する入出力回転差検出手段と、該入出力回転差検出手段および前記目標回転差設定手段の信号を受け、現在の入出力回転差と目標回転差との偏差に基づき目標差圧設定手段により設定される目標差圧を補正する補正手段とを備えたことを特徴とする流体継手のスリップ制御装置。

(2) 前記補正手段は、入出力回転差が目標回転差より所定値以上大きい場合に目標差圧が大きくなるように補正し、入出力回転差が目標回転差より所定値以上小さい場合に目標差圧が小さくなるように補正することを特徴とする請求項1に記載の流体継手のスリップ制御装置。